

УДК 622.271

Ю. А. МОНАСТЫРСКИЙ, д-р.техн. наук, доц. ГВУЗ «КНУ», Кривий Ріг
В. А. СИСТУК, аспирант ГВУЗ «КНУ»

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ НА ПОВОРОТЕ ПРИ ПРИНУДИТЕЛЬНОМ РЕГУЛИРОВАНИИ ВРАЩЕНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Приведена возможность принудительного управления вращением ведущих колес карьерных самосвалов для уменьшения радиуса поворота при установке под погрузку. Рассмотрены кинематические соотношения при комбинированном способе поворота колесной машины, модель момента сопротивления повороту, закономерность для отношения вращения ведущих колес при равномерном повороте. Моделирование по усовершенствованным закономерностям движения позволило установить диапазон изменения кинематических показателей поворота карьерного самосвала от коэффициента сцепления опорной поверхности при силовом довороте дополнительно к повороту передних управляемых колес.

Ключевые слова: карьерный самосвал, трансмиссия, переменный ток, математическая модель, радиус поворота, момент сопротивления, коэффициент сцепления, комбинированный поворот

Введение. Глубина карьеров Криворожского региона давно превысила отметку в 300 м, что неизбежно привело к сокращению ширины рабочих площадок, и, в свою очередь, к необходимости повышения показателей маневренности большегрузных самосвалов при установке под погрузку. На карьерах Кривбасса занято более 200 единиц технологического автотранспорта преимущественно производства ОАО Белорусский автомобильный завод «БелАЗ» грузоподъемностью 120-136 т. Несколько лет назад предприятие начало серийный выпуск самосвалов с трансмиссией переменного тока, которая имеет ряд преимуществ перед трансмиссией на переменном постоянном токе, одним из главных из которых является устройство на основе программного обеспечения, допускающего индивидуальное управление вращением электромотор-колесами.

В связи с этим, предлагается использовать возможность индивидуального управления вращением ведущих колес путем комбинированного способа поворота при маневрировании в стесненных условиях: за счет передних управляемых колес и за счет разности скоростей вращения ведущих колес.

Анализ литературы и основных достижений.

Известные модели поворота колесных и гусеничных машин [1-5] не позволяют учесть большую часть особенностей маневрирования машин в условиях ограниченного пространства рабочих зон карьеров. Кроме того, предлагаемый способ поворота не имеет единой аналитической базы, что затрудняет определение зависимости кинематических показателей поворота от коэффициента сцепления опорной поверхности, который в карьерных условиях играет важную роль, принимая определенный диапазон значений.

Цель и задачи исследования. В связи с вышеизложенным, целью исследования является определение закономерностей движения карьерного самосвала при принудительном управлении вращением ведущих колес.

Для достижения поставленной цели задачами исследования являются:

- определение кинематических закономерностей при комбинированном повороте;
- усовершенствование модели момента сопротивления повороту карьерного самосвала;
- установка закономерности управления вращением ведущими колесами в установившемся режиме поворота;
- определение кинематических показателей поворота в функции коэффициента сцепления опорной поверхности.

Материалы исследования. Выбор базовой модели исследования основан на учете особенностей маневрирования самосвалов при установке под погрузку: малые установившиеся скорости движения, радиусы поворота, близкие к минимальным, низкий коэффициент сцепления шин с опорной поверхностью.

Поскольку, исходя из принятых допущений, существующие основные модели поворота колесных машин [2-5], могут только частично быть использованы для описания равномерного поворота самосвалов, за основу был принят подход, используемый в теории движения гусеничных машин [1], силовые факторы которого адаптированы для описания поворота колесной машины.

Особенностью кинематических соотношений, свойственных комбинированному способу поворота, является то, что определенному углу поворота управляемых колес соответствует определенное отношение скорости забегающего колеса к скорости отстающего.

Отношение между скоростями ведущих колес (без буксования) и другие кинематические зависимости можно рассматривать, опираясь на теорию движения гусеничных машин [1]:

$$\lambda = \frac{V_3}{V_4} = \frac{\omega_3 \cdot r_{\text{KB}}}{\omega_4 \cdot r_{\text{KB}}} = \frac{\omega_3}{\omega_4}, \quad (1)$$

где λ – отношение скоростей ведущих колес,
 ω_3, ω_4 – угловые скорости ведущих колес, рад/с;
 r_{KB} – радиус ведущего колеса, м.

Тогда, учитывая (1), кинематические показатели поворота в функциях отношения вращения ведущих колес:

$$R_1 = \frac{B_2}{\lambda - 1}; \quad R_2 = \frac{\lambda \cdot B_2}{\lambda - 1}; \quad R = \frac{\lambda + 1}{\lambda - 1} \cdot \frac{B_2}{2}; \quad R_{\text{п}} = \frac{\frac{\lambda}{\cos \gamma_1} \cdot B_2}{\lambda - 1}, \quad (2)$$

где B_2 – колея задних колес, м;
 γ_1 – угол поворота переднего наружного колеса, град;
 $R_{\text{п}}$ – радиус поворота, м;
 R_1 – расстояние от центра поворота до оси внутреннего к нему колеса, м;
 R_2 – то же, до оси наружного колеса, м;
 R – то же, до задней оси, м.

Кроме изменения отношения скоростей на ведущих колесах система управления поворотом должна обеспечивать определенное изменение сил тяги для соответствующего сопротивления опорной поверхности. В связи с этим, для обеспечения равномерного поворота необходимо не только кинематическое

согласование угла поворота управляемых колес с отношением скоростей ведущих колес, но и согласование разницы сил тяги с коэффициентом сцепления опорной поверхности.

Последнее условие можно обеспечить равенством поворачивающего момента и момента сопротивления поворота. Для определения величины момента сопротивления была выделена элементарная площадка в пятне контакта колеса с поверхностью (см. рис. 1). При малых скоростях маневрирования, допустим, что динамический момент сопротивления по величине равен статическому в покое, а центр поворота отпечатка управляемого колеса совпадает с геометрическим центром. Отсюда при любом законе распределения давления на колеса под действием вертикальных нагрузок и формы пятна контакта, величина статического момента сопротивления поворота отдельного колеса определяется, Н м [1]:

$$M_{\text{снi}} = \frac{\varphi}{b_1 \cdot l} \cdot S_i \int_0^l \int_0^{b_1} x dx dy$$

где φ – коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью,

b_1 – ширина пятна контакта, м;

l – длина пятна контакта, м;

S_i – элементарная контактная сила, действующая на колесо со стороны опорной поверхности, Н.

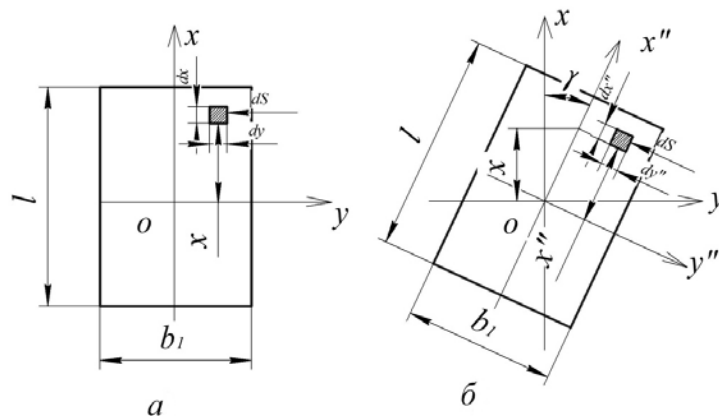


Рисунок 1 – Модель контактной силы, создающей момент сопротивления поворота: a – для неповоротного ведущего колеса; b – для управляемого ведомого колеса.

Тогда модель момент сопротивления поворота карьерного самосвала, которая отличается дополнительным учетом ширины пятна контакта колеса, углов поворота передних управляемых колес, Н·м:

$$M_{\text{сн}} = \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{2 \cdot b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^{b_1} x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)} \right), \quad (3)$$

где m – масса самосвала без груза, кг;

a, b – координаты центра масс, м;

L – колесная база, м.

Исходя из модели момента сопротивления повороту (3), а также кинематических зависимостей (2), выражения для величины тангенциальных реакций на ведущих колесах при равномерном повороте при комбинированной схеме, Н:

$$\left. \begin{aligned} R_{x3} &= \frac{M_{кр4}}{r_d} + \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2} \\ R_{x4} &= \frac{M_{кр3}}{r_d} - \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где $M_{кр4}$, $M_{кр3}$ – крутящий момент на внутреннем и внешнем к центру поворота колесе соответственно, Н·м;

R_{x4} , R_{x3} – тангенциальная реакция на внутреннем и внешнем к центру поворота колесе соответственно, Н;

r_d – динамический радиус колеса, м.

Отношение вращения ведущих колес после математических преобразований можно представить с (2), (3), (4):

$$\Pi = \frac{\frac{M_{кр4}}{r_d} + \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}}{\frac{M_{кр3}}{r_d} - \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}}. \quad (5)$$

Исходя из полученного выражения (5), установлены зависимости кинематических показателей поворота от коэффициента сцепления опорной поверхности и крутящих моментов ведущих колес, м:

$$R_{\Pi} = \frac{\frac{M_{кр3}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{\frac{M_{кр4}}{r_d} - \frac{M_{кр3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}} \cdot \frac{1}{\cos(\gamma_1)} \quad (6)$$

$$R_I = \frac{\frac{M_{кр3}}{r_d} \cdot B_2 - \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{\frac{M_{кр4}}{r_d} - \frac{M_{кр3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}}; \quad (7)$$

$$R = \frac{\frac{M_{кр3}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{M_{кр4}}{r_d} \cdot B_2}{2 \cdot \frac{M_{кр4}}{r_d} - 2 \cdot \frac{M_{кр3}}{r_d} + 4 \cdot \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2}}; \quad (8)$$

$$R_2 = \frac{\frac{M_{кр4}}{r_d} \cdot B_2 + \frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{\frac{M_{кр4}}{r_d} - \frac{M_{кр3}}{r_d} + 2 \cdot \frac{\frac{\varphi \cdot m \cdot g}{b_1 \cdot l \cdot L} \int_0^l \int_0^l x dx dy \cdot \left(a + \frac{b}{\cos(\gamma_1)} + \frac{b}{\cos(\gamma_2)}\right)}{B_2} ; \quad (9)$$

Результаты исследований. Моделирование по зависимостям (6)-(9) проведено в среде MathCAD 15 при следующих начальных условиях: колесная машина – карьерный самосвал БелАЗ серии 7513; масса самосвала равна массе в снаряженном состоянии (109,5 т); координаты центра масс определяются перераспределением веса между осями пустой машины (50,9% на 49,1% на переднюю и заднюю ось соответственно), угловая скорость внешнего к центру поворота колеса - 0,556 рад/с; крутящий момент ведущих колес соответствует максимальной величине и остается постоянным в диапазоне скоростей от 1-5 км/час. (0,28-1,39 м/с) по тяговой характеристике карьерного самосвала, установлен максимальный угол поворота передних колес (32 °), размеры пятна контакта колес - 1,06 на 0,85 м, определены в условиях горнотранспортного цеха ОАО «АрселорМитал Кривой Рог» на соответствующей технике

Установлено, что при использовании комбинированной схемы управления минимальный радиус поворота карьерного самосвала БелАЗ серии 7513 на рыхлом грунте при коэффициенте сцепления шины 0,45 максимально может быть уменьшен на 36,9 % (4,8 м) до 8,22 м, на плотном грунте ($\varphi=0,55$) на 44,8 % (5,83 м) до 7,17 м, а на скальном карьерном грунте ($\varphi=0,65$) - на 50,5% (6,57 м) до 6,43 м. Максимальная величина уменьшения минимального радиуса поворота составляет 56,1% (на 7,3 м) до 5,7 м, что соответствует коэффициенту сцепления асфальтобетонных дорог 0,80. Таким образом, диапазон изменения минимального радиуса поворота карьерного самосвала составляет 10,1 - 5,7 м (см. рис. 2).

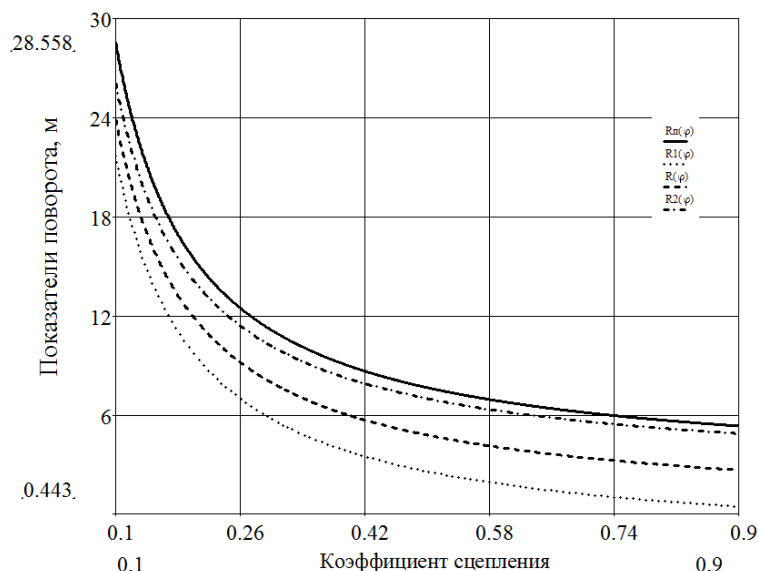


Рисунок 2 – Зависимости показателей маневренности карьерного самосвала от коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью при бесступенчатом регулировании угловых скоростей ведущих колес: R_n – радиус поворота, м; R_1 – расстояние от центра поворота до оси внутреннего к нему колеса, R_2 – то же, до оси наружного колеса, м; R – то же, до задней оси, м.

Выводы. Результаты аналитических исследований движения карьерного самосвала на повороте при использовании силового доворота дополнительно к повороту передних управляемых колес свидетельствуют о возможности значительного повышения показателей маневренности карьерных самосвалов, что особенно важно при маневрировании в стесненных условиях глубоких карьеров.

Список литературы: 1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин / Забавников Н.А. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с. 2. Рождественский Ю.Л. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию / Ю.Л. Рождественский, К.Ю. Машков // Труды МВТУ. — 1982, № 390. — С. 56-64. 3. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Смирнов Г. А. – М.: Машиностроение, 1990.- 352с. 4. Трояновская И.П. Взаимодействие колесного движителя с грунтом на повороте с точки зрения механики / И. П. Трояновская // Тракторы и с.-х. машины. -2011. - №3.- С. 29-35. 5. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics.-2nd edition, SAE International, 2005. 642 p.

Статья поступила в редколлегию 22.04.2013

УДК 622.271

Закономерности движения колесной машины на повороте при принудительном регулировании вращения ведущих колес / Ю. А. Монастырский, В. О. Систук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2013. – № 29 (1002). – С. 65–70. – Бібліогр.: 5 назв.

Наведено можливість примусового управління обертанням ведучих коліс кар'єрних самоскидів для зменшення радіусу повороту при постановці під навантаження. Розглянуто кінематичні співвідношення при комбінованому способі повороту колісної машини, модель моменту опору повороту, закономірність для відношення обертання ведучих коліс при рівномірному повороті. Моделювання за вдосконаленими закономірностями руху дозволило встановити діапазон зміни кінематичних показників повороту кар'єрного самоскида від коефіцієнта зчеплення опорної поверхні при силовому довороті додатково до повороту передніх керованих коліс.

Ключові слова: кар'єрний самоскид, трансмісія, змінний струм, математична модель, радіус повороту, момент опору, коефіцієнт зчеплення, комбінований поворот

There have been showed ability to forced rotation management of pit truck's driving wheels to reduce the turning radius when under load movement. The kinematic relationship with the combined method of wheel machine's turning, the moment of resistance to turning model, the relation for the drive wheel's rotation ratio with steady turning are considered. Simulation for improved relations of motion revealed the range of variation of kinematic indicators of turn of pit truck in accordance of the friction ratio of the area of bearing at force swerve in addition to front managed wheeling.

Keywords: pit truck, transmission, AC, mathematical model, turning radius, moment of resistance, friction ratio, combined turn.